

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Konstrukční návrh posilovacího stroje

Design of a Booster Machine

Student:

Bc. Radek Štork

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D

Ostrava 2019

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Radek Štork

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace:

40 Konstrukce strojních dílů a skupin

Téma:

Konstrukční návrh posilovacího stroje
Design of a Booster Machine

Jazyk vypracování:

čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhnete konstrukci posilovacího stroje typu twist-stepper s držadlem pro maximální hmotnost uživatele 150 kg. Vypracujte průvodní výpočtovou část a výrobní dokumentaci (sestava a vybrané výrobní výkresy).

Seznam doporučené odborné literatury:

1. KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
2. KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007. 91 s. Dotisk 1. vyd. 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.
3. *Uživatelský manuál - Kardio Twist Stepper Roto*. Insportline, s.r.o.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019

prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 20. května 2019.



.....
Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB – TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že – podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB – TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 20. května 2019.



Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Radek Štork

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Sportovní 362, 783 86, Dlouhá Loučka

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ŠTORK, R. *Konstrukční návrh posilovacího stroje: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2019, 52 s. Vedoucí práce: Pišťáček, D.

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem posilovacího zařízení twist stepper. Nejprve bylo provedeno základní rozdělení zařízení a jejich využití. Následně byl proveden průzkum, jaká zařízení se vyskytují na trhu, jakou mají konstrukci a mechanismy přenosu zatížení. Dále byl vytvořen konstrukční návrh s detailním popisem. Následovaly kontrolní výpočty vybraných součástí. Výpočty se týkaly šikmého čepu s ohledem na jeho životnost, odporové brzdy a axiálního kuličkového ložiska. S využitím metody konečných prvků byla stanovena síla v kulovém čepu a provedena kontrola ramene, na kterém se kulový čep nachází. Kontrolou se zjišťovalo redukované napětí a deformace.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

ŠTORK, R. *Design of a Booster Machine: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2019, 52 p. Thesis head: Pišťáček, D.

This thesis deals with the structural design of a booster machine type of twist stepper. First it was performed basic division of the equipment and their utilization. Subsequently, a survey was conducted of what devices are on the market, what is their design and mechanism for load transfer. Furthermore was created structural design with detailed description. Furthermore was made followed by control calculations of selected components. The calculations were related to the sloping tenon with respect to his life, resistance brake and thrust ball bearing. Using the finite element method was determined force to the ball pin and check the arm on which the ball pin is located. The check was used to determine the equivalent stress and deformation.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	7
1 Úvod	11
1.1 Cíle diplomové práce	11
2 Stepper	12
2.1 Definice.....	12
2.2 Typy	12
2.3 Využití	12
3 Konstrukční návrh.....	17
4 Kontrolní výpočty	19
4.1 Kontrola šikmého čepu	19
4.1.1 Stanovení ohybového momentu.....	19
4.1.2 Statická kontrola	26
4.1.3 Dynamická kontrola.....	27
4.2 Návrhové a kontrolní výpočty odporové brzdy	32
4.2.1 Stanovení rychlosti a otáček brzdy	32
4.2.2 Osová síla utahovacího šroubu	38
4.2.3 Tlak ve stykové ploše	39
4.2.4 Měrný třecí výkon.....	40
4.3 Kontrola axiálního ložiska	41
5 Kontrola s využitím MKP	43
5.1 Kontrola kulového čepu.....	44
5.2 Kontrola ramene	45
6 Závěr	48
7 Literatura	49
8 Seznam příloh.....	52

Seznam použitých značek a symbolů

a	[mm]	zvolená délka na měření
b	[mm]	výška vnější čelisti
\bar{b}	[mm]	průměrná měřená výška
c	[mm]	šířka vnější čelisti
d_{ζ}	[mm]	průměr šikmého čepu
$d_{\zeta ef}$	[mm]	průměr čepu nerotující tyče
d_2	[mm]	střední průměr šroubu
d_3	[mm]	malý průměr šroubu
f_T	[-]	součinitel tření
f_z	[-]	součinitel tření mezi závity
g	[m · s ⁻²]	gravitační zrychlení
h	[mm]	dráha krajního bodu na nášlapu
k_d	[-]	dynamická bezpečnost šikmého čepu
k_s	[-]	statická bezpečnost šikmého čepu
k_S	[-]	statická bezpečnost šroubu
l	[mm]	vzdálenost krajního bodu k bodu otáčení
m	[kg]	zatěžující hmotnost
n_B	[s ⁻¹]	otáčky brzdy
n_{ζ}	[s ⁻¹]	otáčky na čepu
p	[-]	exponent rovnice trvanlivosti
p_T	[MPa]	tlak ve stykové ploše
p_{TD}	[MPa]	dovolený tlak ve stykové ploše

s_o	[-]	statická bezpečnost ložiska
\bar{t}	[s]	průměrný čas sešlápnutí
v	[m · s ⁻¹]	rychlost krajního bodu na nášlapu
v_B	[m · s ⁻¹]	rychlost brzdy
v_{obv}	[m · s ⁻¹]	obvodová rychlost brzdy
w^x	[-]	exponent šikmé větve Wöhlerovy křivky
x	[mm]	vzdálenost působíště síly ve směru osy x
y	[mm]	vzdálenost působíště síly ve směru osy y
z	[mm]	vzdálenost působíště síly ve směru osy z
C	[N]	základní dynamická únosnost
C_o	[N]	základní statická únosnost
D_B	[mm]	vnější průměr brzdového kotouče
F_N	[N]	normálová síla brzdy
F_o	[N]	osová síla šroubu
G	[N]	zatěžující síla
G_x, G_y, G_z	[N]	složky zatěžující síly
L_{10}	[mil. ot.]	základní trvanlivost ložiska
L_{10h}	[hod]	trvanlivost ložiska v provozních hodinách
M_o	[N · mm]	ohybový moment
M_{Vd}, M_{Vh}, M_{Vv}	[N · mm]	výsledný moment
$M_{Vdxy}, M_{Vhxy}, M_{Vvxy}$	[N · mm]	moment v rovině x-y pro jednotlivé polohy
$M_{Vdxz}, M_{Vhxz}, M_{Vvxz}$	[N · mm]	moment v rovině x-z pro jednotlivé polohy
$M_{Vdyz}, M_{Vhyz}, M_{Vvyz}$	[N · mm]	moment v rovině y-z pro jednotlivé polohy

N_C	[cykly]	bázový počet cyklů
N_{CRe}	[cykly]	počet cyklů pro mez kluzu
P	[mm]	stoupání závitu šroubu
P_{ekv}	[N]	ekvivalentní zatížení
$P_{tř}$	[N · m ⁻¹ · s ⁻¹]	měrný třecí výkon
$P_{tř dov}$	[N · m ⁻¹ · s ⁻¹]	dovolený měrný třecí výkon
R_e	[MPa]	mez kluzu
R_m	[MPa]	mez pevnosti
R_R	[mm]	poloměr otáčení ramene
R_S	[mm]	vzdálenost čepů na nášlapu a brzdě
R_x, R_y, R_z	[N]	reakce v jednotlivých směrech
S_T	[mm ²]	třecí plocha
W_o	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
α	[-]	součinitel koncentrace napětí
$\alpha_d, \alpha_h, \alpha_v$	[°]	úhel odklonu nositelky síly od osy x
α_z	[°]	úhel stoupání závitu
β	[-]	vrubový součinitel
$\beta_d, \beta_h, \beta_v$	[°]	úhel odklonu nositelky síly od osy y
$\gamma_d, \gamma_h, \gamma_v$	[°]	úhel odklonu nositelky síly od osy z
ε_v	[-]	součinitel velikosti
η_p	[-]	součinitel jakosti povrchu
σ_a	[MPa]	amplituda napětí
$\sigma_{a ekv}$	[MPa]	ekvivalentní amplituda napětí

1 Úvod

Posilovací zařízení stepper je vhodné zařízení pro tvarování postavy v domácích podmínkách. Rovněž je také vhodné pro posílení svalů kolem bolestivých kloubů. Zařízení slouží i jako simulátor pohybu jako je chůze, běh, lyžování, apod. Na tomto zařízení lze tedy rozhýbat zatuhlé klouby a svalstvo nebo připravit tělo na nadcházející silový trénink. Zařízení jsou malých rozměrů, tudíž pro domácí používání zcela vhodná, protože jsou dobře skladná. Diplomová práce je zaměřena na vytvoření konstrukčního návrhu posilovacího zařízení twist stepper.

Teoretická část se týká detailnějšího rozdělení těchto zařízení. Dále pojednává o průzkumu trhu, jaká zařízení se vyrábějí, jaké jsou konstrukce a jaké mají mechanismy na přenos zatížení.

Následně je představen vytvořený konstrukční návrh a popis vytvořeného zařízení. Následující kapitola se zabývá analytickými kontrolními výpočty. Řeší se zde výpočet šikmého čepu s ohledem na životnost, dále kontrola odporové brzdy a na závěr kontrola axiálního ložiska na šikmém čepu. Na závěr byl pomocí metody konečných prvků proveden výpočet síly v kupovaném kulovém čepu a dále kontrola ramene, na kterém se kulový čep nachází.

1.1 Cíle diplomové práce

- Vytvořit konstrukční návrh posilovacího zařízení s přidržovacím držadlem.
- Dimenzovat součásti na maximální hmotnost uživatele 150 kg.
- Provést kontrolní výpočty vybraných součástí.
- Vytvořit výkresovou dokumentaci sestavy zařízení a výrobní výkres svařovaného rámu.

2 Stepper

Tato kapitola je věnována základním informacím co se týkají stepperů, jako je základní definice, základní rozdělení a využití těchto zařízení.

2.1 Definice

Posilovací zařízení stepper je mechanické zařízení určené pro domácí posilování, při jehož užívání se simuluje chůze, běh, lyžování, apod.

Uživatel určitým pohybem přenáší energii mezi nášlapy. Přenos energie může být realizován různým typem mechanismů a může být bržděn odporovou brzdou. Pohyb, který vykonává uživatel, závisí na konstrukci daného zařízení.

2.2 Typy

Steppery se dělí podle pohybu, jaký vykonávají nášlapy:

- pohyb vertikální (klasický mini stepper),
- pohyb do stran (twist stepper).

2.3 Využití

Pravidelné užívání posilovacích strojů stepper napomáhá snížení tělesné váhy, posílení problémových partií, formování těla, zvýšení vytrvalosti a kondice. Zařízení je určené pro občasné domácí používání 2x až 3x týdně po dobu 20 až 30 minut. Užívání je také vhodné pro zahřátí svalstva a kloubů před silovým tréninkem. U zařízení vybavených otočným držadlem nebo posilovací gumou lze současně posilovat i horní polovinu těla. Přídavné držadlo slouží i jako podpora pro lepší stabilitu při cvičení.

Klasický mini stepper

Steppery s vertikálním pohybem nášlapů se také často označují jako klasické mini steppery. Vyznačují se jednoduchou konstrukcí s různým typem mechanismu na přenos zatížení. Pro plynulý chod a částečné zvýšení odporu jsou nášlapy vedeny plynovými vzpěrami. Nášlapy konají vertikální pohyb. Jedná se o přirozený pohyb, který simuluje chůzi/běh nebo chůzi do schodů. Obvykle zařízení bývá vybaveno i posilovací gumou na současné procvičení paží. Z důvodu nepříliš kvalitní konstrukce mají nižší životnost, proto jsou určeny pouze pro občasné domácí použití. Výhodou těchto mini stepperů je malý rozměr, tudíž se dají snadno skladovat.

Mini stepper na obr. 2.1 využívá na přenos zatížení mezi nášlapy táhla, která jsou na jedné straně spojena s nášlapy a na druhé straně s otočným ramenem. U této konstrukce je možné nastavení úrovně zatížení. Otočením šroubu v přední části stroje dojde k posunutí vidlice, která současně posune osu otočného ramene. Posunutím osy dojde ke zmenšení vůlí mezi jednotlivými částmi, zvýšení tření a tím zvýšení odporu.



Obr. 2.1 – Mini Stepper HOUSEFIT TRIGLAV [1]

Mini stepper na obr. 2.2 je také jednoduché konstrukce. Zatížení mezi nášlapy se přenáší prostřednictvím ocelové tyče, která je zasazena v kluzném pouzdru uvnitř rámu. Na rameni nášlapů je navařený výstupek, který se dotýká ocelové tyče v pouzdru. Při pohybu jednoho nášlapu směrem dolů se zatížení přenáší přes spojovací tyč na druhý nášlap a vytlačuje jej směrem vzhůru. U této konstrukce není umožněno mechanické nastavení odporu pohybu. Jediný, avšak nepříliš velký odpor kladou plynové vzpěry, které zajišťují vedení a plynulý chod nášlapů.



Obr. 2.2 – Mini Stepper ESSENTIAL černý [2]

Twist stepper

Twist steppery s pohybem nášlapů do stran jsou jednoduché, snadno smontovatelné konstrukce. Pohyb nášlapů do stran zajišťují čepy, které nesou ramena nášlapů. Čepy jsou pevně spojeny s rámem a u každého zařízení mohou být skloněny pod jiným úhlem. Sklonem čepů se dosahuje různých rozsahů nášlapů. Plynulý chod, vedení nášlapů a malý odpor proti pohybu zajišťují plynové vzpěry. Na přenos zatížení mezi nášlapy se využívá různých mechanismů. Twist steppery bývají vybaveny různým druhem mechanické brzdy, na které lze nastavit úroveň zatížení podle fyzické kondice uživatele. Pro současné posilování horní poloviny těla či paží bývá zařízení vybaveno posilovací gumou nebo držadlem. Držadlo se používá u větších zařízeních a napomáhá k vytáčení trupu a zvýšení stability při cvičení. Twist stepper je vhodný pro doplňkové cvičení například pro lyžaře, horolezce, aj., kde se tohoto pohybu využívá.

Twist stepper na obr. 2.3 využívá lanový převod na přenos zatížení. Ocelové lano prochází přes kladku a je pevně připojeno k ramenům nášlapů. Kladka je uložena na čepu, který je součástí posuvné vidlice. U tohoto zařízení lze nastavit úroveň zatížení pomocí šroubu. Utahováním šroubu dojde k posunutí vidlice s kladkou. To způsobí napnutí ocelového lana, zvýšení tření a tím zvýšení odporu. Nášlapy jsou vedeny plynovými vzpěry, které také kladou malý odpor proti pohybu. Tento twist stepper obsahuje pevné držadlo, ale lze na něj připnout posilovací gummy na současné posilování paží či ramen.



Obr. 2.3 – Mini Stepper HMS 8004 TWIST s lankou i sloupcem [3]

Twist stepper Roto na obr. 2.4 využívá na přenos zatížení mezi nášlapy řetězové převody. Jeden řetěz je k ramenům nášlapů připevněn pomocí otočných čepů a napínacích táhel, které vyrovnávají pohyb nášlapů. Jedno dělené táhlo je spojeno napínací maticí a slouží pro napnutí řetězu. Řetěz současně otáčí axiální kuželovou brzdou, kterou lze nastavit úroveň zatížení. Druhý řetěz připevněný pouze otočnými čepy otáčí hřídelí na připevnění otočného držadla. Otočné držadlo neslouží pro opírání, ale napomáhá vytáčení trupu společně s nášlapy. Rovněž zlepšuje stabilitu při cvičení. Konstrukce tohoto zařízení není příliš kvalitně vyrobená, tudíž při častém používání dochází k jejímu uvolnění. To má za následek ozývání nepříjemných zvuků během cvičení.



Obr. 2.4 – Twister stepper inSPORTline Roto - 2. jakost [4]

Stojanový stepper

Stojanové steppery se používají pro častější a intenzivnější cvičení. Mají silnější konstrukci, která umožňuje větší rozsah pohybu a nastavení větší zátěže dle kondičních možností a váze uživatele. Zatížení se nastavuje otočným regulátorem přímo na tlumiči. Životnost těchto zařízení je oproti klasickým mini stepperům a twist stepperům mnohem delší. Součástí konstrukce jsou i tvarovaná držadla, o která se lze opřít a tím docílit zatížení jiných svalových partií.



Obr. 2.5 – Stojanový Stepper KETTLER MONTANA [5]

3 Konstrukční návrh

Konstrukční návrh byl vytvořen na základě poznatků s užíváním twist stepperu Roto a snahou odstranit nedostatky, které toto zařízení obsahuje. Dále na základě průzkumu trhu tak, aby vzniklo originální řešení, při splnění zadaných požadavků.

Navržené zařízení se skládá z rámu, dvou nášlapů, mechanismu, který spojuje nášlapy, brzdy na nastavení odporu a rychlosti při cvičení a otočného držadla.

Základní rám je svařený z tenkostěnných normalizovaných profilů. Součástí jsou tři pevné čepy. Svislý pevný čep je určený pro centrování otočných součástí. Je na něm nasunuto axiální ložisko, které zajišťuje plynulé otáčení. Ložisko je zasazeno do plechového pouzdra, které zabraňuje úniku maziva a přístupu prachu. Nejdůležitější otočnou součástí je brzdový kotouč, který je vyrobený jako náboj a jsou k němu přišroubovány další součásti. Ke spodní části je k brzdovému kotouči přišroubováno rameno na uchycení kulových čepů na spojení brzdy s nášlapy. K horní části je přišroubován držák na připevnění odnímatelného držadla. Náboj brzdového kotouče je dotažený osovým šroubem, čímž dojde k vymezení vůle axiálního ložiska. Další dva čepy jsou k rámu přivařeny pod úhlem 45° . Sklon čepů udává způsob pohybu nášlapů do stran. Na čepech jsou nasunuty náboje ramen nášlapů.

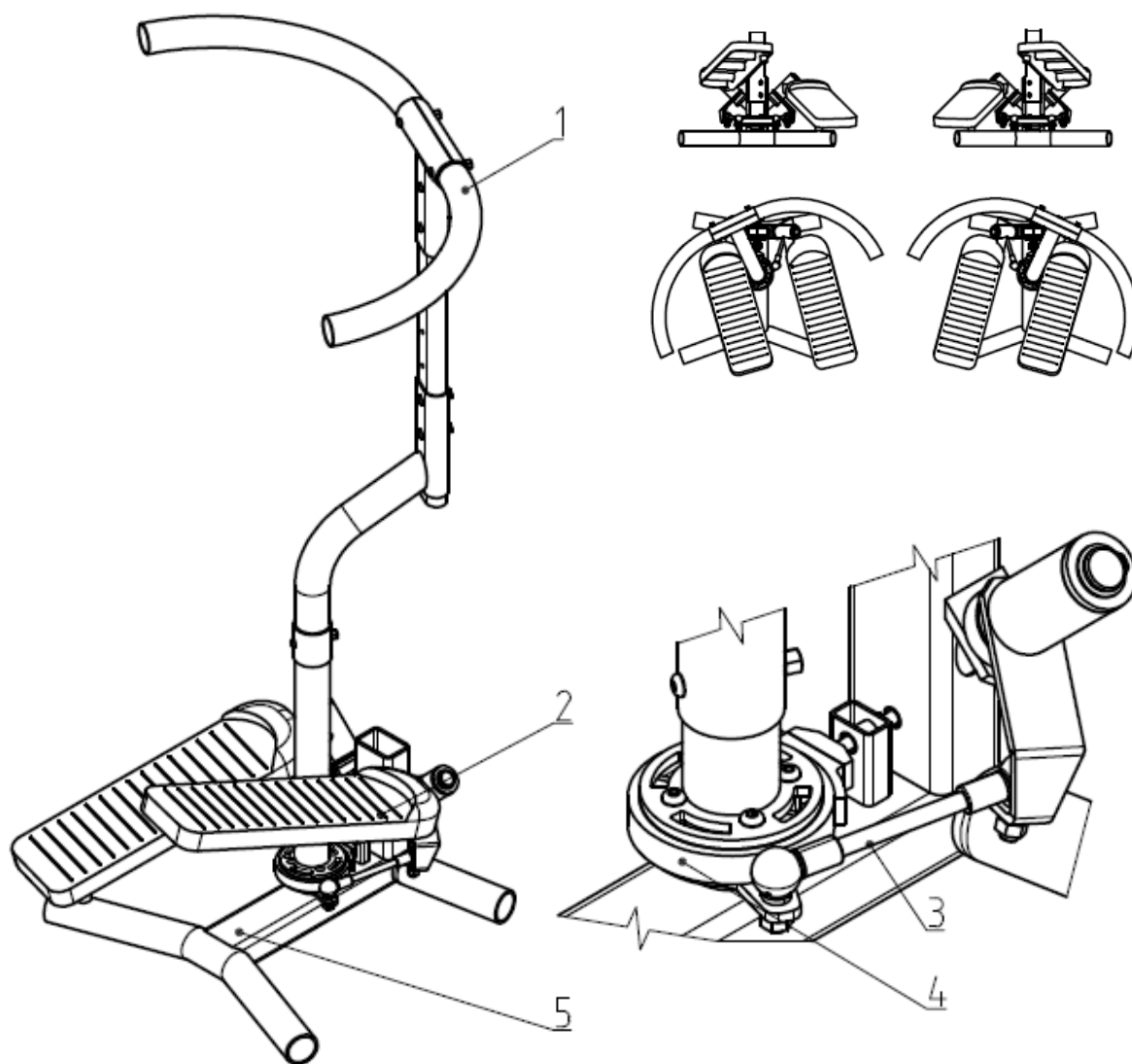
Nosná konstrukce nášlapů je vyrobena jako svařenec z tenkostěnných normalizovaných profilů. K vymezení vůle mezi nábojem a čepem slouží kluzná pouzdra. Axiální síla, která vzniká při zatížení nášlapu, je zachycena axiálním ložiskem nasunutým na pevný čep. Jelikož zde působí axiální zatížení pouze v jednom směru, jsou ramena proti vysunutí zajištěna pojistným kroužkem. Na nosné konstrukci je samořeznými šrouby přišroubován protiskluzový plastový nášlap. V zadní části je k nosné konstrukci přišroubován gumový doraz.

Pro spojení a přenos zatížení mezi nášlapy byla použita táhla s kulovými čepy. Kulové čepy umožňují úhlové natočení, ke kterému dochází během pohybu nášlapů. Jeden kulový čep je umístěn na ramenu nosné konstrukce nášlapu a druhý čep je umístěn na ramenu, které je přišroubované k náboji brzdového kotouče. Čepy jsou spojeny spojovací tyčí se závitem na obou koncích.

Pro nastavení úrovně zatížení, a tím i rychlosti pohybu, byla zvolena symetrická čelist'ová vnější brzda. Brzdová destička je k brzdovému kotouči přitlačována šroubem. Přitlačovaná destička je ze dvou částí, které jsou k sobě přišroubované a umožňují tak otočné uložení šroubu. Posouvání zajišťuje navařovací matice, která je součástí základního rámu.

Pro pohodlnější nastavování úrovně zatížení je šroub vyveden do přední části stroje a je zakončen utahovacím kolečkem.

Otočné držadlo je vyrobeno z několika různě tvarovaných profilů. Jednotlivé části se do sebe dají zasunout a sešroubovat. Pro různou výšku uživatelů lze nastavit i výšku držadla. Držadlo není určené k opírání, ale pouze k přidržování a zvýšení stability při cvičení.



Obr. 3.1 – Konstrukční návrh a krajní polohy

1 – odnímatelné držadlo, 2 – nášlapy, 3 – přenosový mechanismus, 4 – odporová brzda, 5 – svařovaný rám

4 Kontrolní výpočty

Kontrolní výpočty se týkají šikmých čepů svařovaného rámu, které nesou ramena nášlapů. Dále pak odporové brzdy na nastavení úrovně zatížení a axiálního kuličkového ložiska.

4.1 Kontrola šikmého čepu

4.1.1 Stanovení ohybového momentu

Zatěžující síla

Uvažuje se, že nášlap je v horní, dolní a vodorovné poloze zatížený celou vahou uživatele.

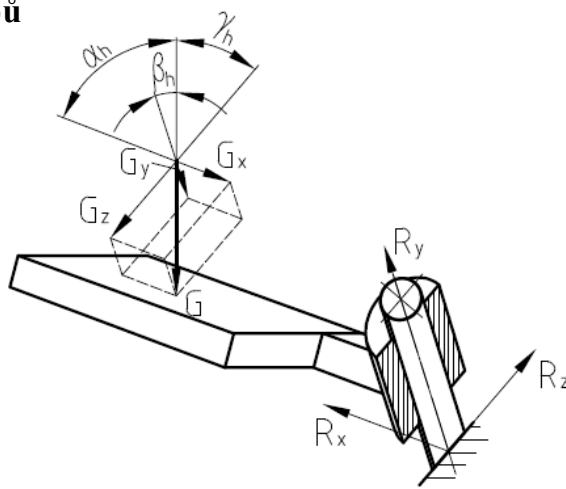
$$G = m \cdot g = 150 \cdot 9,81 = 1472 \text{ N} \quad (4.1)$$

Vzdálenost působíště síly k vetknutí

V místě, kde je šikmý čep pevně spojen s rámem se toto místo uvažuje jako vetknutí. Pro zjednodušení se uvažuje, že zatěžující síla je stále kolmá k zemi. Dále síla působí na nášlap v jednom bodě, který nemění svoje působíště. Jednotlivé vzdálenosti jsou zakótovány u výpočtů momentů v jednotlivých rovinách pro výpočtové polohy nášlapů. Vzdálenosti byly změřeny na vytvořeném modelu zařízení v programu Autodesk Inventor 2018.

$$x = 213 \text{ mm}; y = 89,1 \text{ mm}; z = 19,1 \text{ mm}$$

Horní poloha nášlapů



Obr. 4.1 – Horní poloha nášlapů

Úhly odklonu nositelky síly od příslušných os ve vetknutí

Jednotlivé úhly odklonu byly změřeny na vytvořeném modelu zařízení v programu Autodesk Inventor 2018. Úhel α_h je odklon nositelky síly od osy x ve vetknutí. Úhel β_h je odklon nositelky síly od osy y a úhel γ_h je odklon nositelky síly od osy z. Toto platí pro všechny výpočtové polohy.

$$\alpha_h = 74,24^\circ; \beta_h = 45^\circ; \gamma_h = 49,24^\circ$$

Složky působící síly

$$G_x = G \cdot \cos\alpha_h = 1472 \cdot \cos 74,24^\circ = 399,8 \text{ N}$$

$$G_y = G \cdot \cos\beta_h = 1472 \cdot \cos 45^\circ = 1040,9 \text{ N}$$

$$G_z = G \cdot \cos\gamma_h = 1472 \cdot \cos 49,24^\circ = 961,1 \text{ N}$$

Rovnice rovnováhy a výpočet reakcí ve vazbě

$$\sum F_{ix} = 0$$

$$-R_x + G_x = 0 \Rightarrow R_x = G_x = 399,8 \text{ N}$$

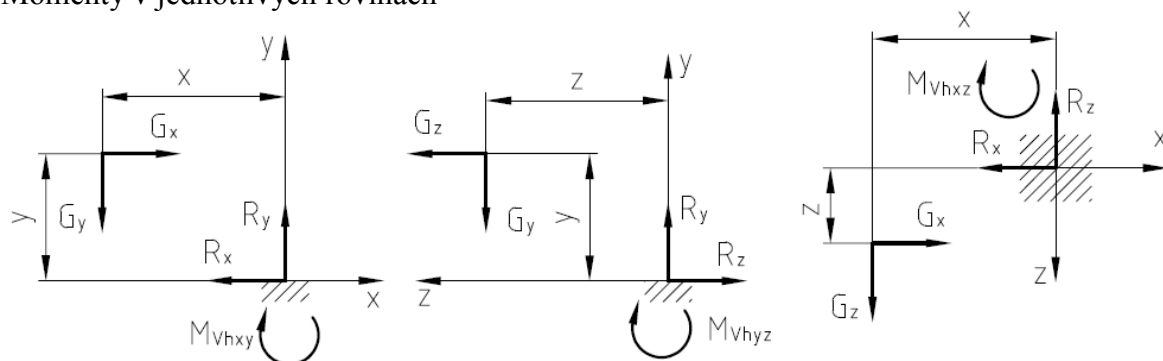
$$\sum F_{iy} = 0$$

$$R_y - G_y = 0 \Rightarrow R_y = G_y = 1040,9 \text{ N}$$

$$\sum F_{iz} = 0$$

$$-R_z + G_z = 0 \Rightarrow R_z = G_z = 961,1 \text{ N}$$

Momenty v jednotlivých rovinách



Obr. 4.2 – Síly a momenty v rovinách x-y, y-z, x-z pro horní polohu

$$\sum M_i = 0$$

Rovina x-y

$$-M_{Vhxy} + G_y \cdot x - G_x \cdot y = 0$$

$$M_{Vhxy} = G_y \cdot x - G_x \cdot y = 1040,9 \cdot 213 - 399,8 \cdot 89,1 = 186089,5 \text{ Nmm}$$

Rovina y-z

$$-M_{Vhyz} + G_y \cdot z + G_z \cdot y = 0$$

$$M_{Vhyz} = G_y \cdot z + G_z \cdot y = 1040,9 \cdot 19,1 + 961,1 \cdot 89,1 = 105515,2 \text{ Nmm}$$

Rovina x-z

$$-M_{Vhxz} + G_x \cdot z + G_z \cdot x = 0$$

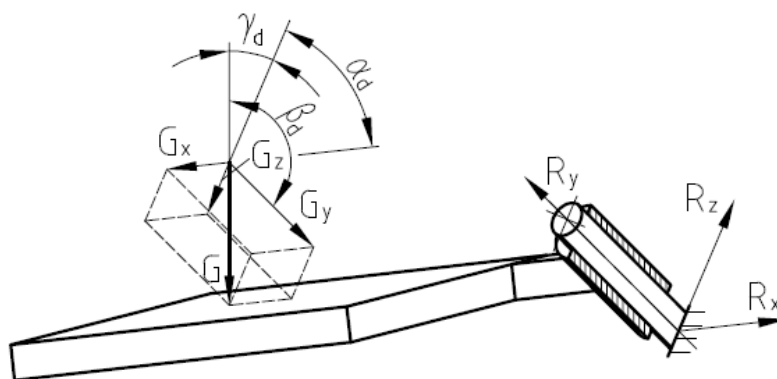
$$M_{Vhxz} = G_x \cdot z + G_z \cdot x = 399,8 \cdot 19,1 + 961,1 \cdot 213 = 212350,5 \text{ Nmm}$$

Výsledný ohybový moment

Šikmý čep je ohýbán ve dvou rovinách. Jedná se o roviny x-y a y-z. Náslapy se otáčí kolem osy y, tudíž moment v rovině x-z nezpůsobuje ohybový moment. Výsledný ohybový moment je tedy dán pouze momenty M_{Vhxy} a M_{Vhyz} . Toto platí pro všechny počítané polohy náslapů.

$$M_{Vh} = \sqrt{M_{Vhxy}^2 + M_{Vhyz}^2} = \sqrt{186089,5^2 + 105515,2^2} = 213922 \text{ Nmm} \quad (4.2)$$

Dolní poloha nášlapů



Obr. 4.3 – Dolní poloha nášlapů

Úhly odklonu nositelky síly od příslušných os ve vetknutí

$$\alpha_d = 75,31^\circ; \beta_d = 45^\circ; \gamma_d = 48,69^\circ$$

Složky působící síly

$$G_x = G \cdot \cos \alpha_d = 1472 \cdot \cos 75,31^\circ = 373,3 \text{ N}$$

$$G_y = G \cdot \cos \beta_d = 1472 \cdot \cos 45^\circ = 1040,9 \text{ N}$$

$$G_z = G \cdot \cos \gamma_d = 1472 \cdot \cos 48,69^\circ = 971,7 \text{ N}$$

Rovnice rovnováhy a výpočet reakcí ve vazbě

$$\sum F_{ix} = 0$$

$$R_x - G_x = 0 \Rightarrow R_x = G_x = 373,3 \text{ N}$$

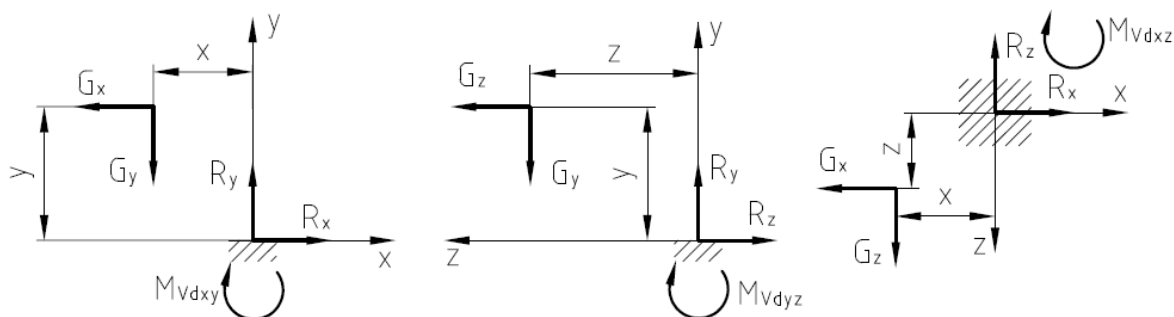
$$\sum F_{iy} = 0$$

$$R_y - G_y = 0 \Rightarrow R_y = G_y = 1040,9 \text{ N}$$

$$\sum F_{iz} = 0$$

$$-R_z + G_z = 0 \Rightarrow R_z = G_z = 972,1 \text{ N}$$

Momenty v jednotlivých rovinách



Obr. 4.4 – Síly a momenty v rovinách x-y, y-z, x-z pro dolní polohu

$$\sum M_i = 0$$

Rovina x-y

$$-M_{Vdxy} + G_y \cdot x + G_x \cdot y = 0$$

$$M_{Vdxy} = G_y \cdot x + G_x \cdot y = 1040,9 \cdot 213 + 373,3 \cdot 89,1 = 254972,7 \text{ Nmm}$$

Rovina y-z

$$-M_{Vdyz} + G_y \cdot z + G_z \cdot y = 0$$

$$M_{Vdyz} = G_y \cdot z + G_z \cdot y = 1040,9 \cdot 19,1 + 971,7 \cdot 89,1 = 106459,7 \text{ Nmm}$$

Rovina x-z

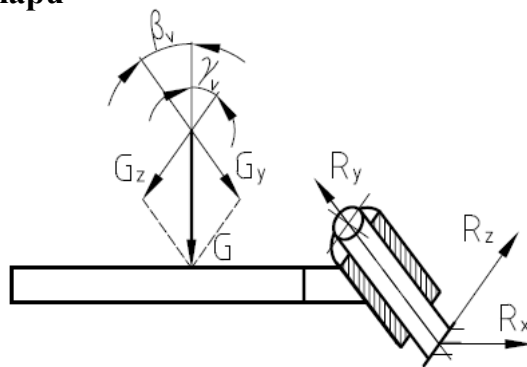
$$-M_{Vdxz} + G_z \cdot x - G_x \cdot z = 0$$

$$M_{Vdxz} = G_z \cdot x - G_x \cdot z = 971,7 \cdot 213 - 373,3 \cdot 19,1 = 199842,1 \text{ Nmm}$$

Výsledný ohybový moment

$$M_{Vd} = \sqrt{M_{Vdxy}^2 + M_{Vdyz}^2} = \sqrt{254972,7^2 + 106459,7^2} = 276306 \text{ Nmm} \quad (4.3)$$

Vodorovná poloha nášlapů



Obr. 4.5 – Vodorovná poloha nášlapů

Úhly odklonu nositelky síly od příslušných os ve vetknutí

$$\alpha_v = 90^\circ; \beta_v = 45^\circ; \gamma_v = 45^\circ$$

Složky působící síly

$$G_x = G \cdot \cos \alpha_v = 1472 \cdot \cos 90^\circ = 0 \text{ N}$$

$$G_y = G \cdot \cos \beta_v = 1472 \cdot \cos 45^\circ = 1040,9 \text{ N}$$

$$G_z = G \cdot \cos \gamma_v = 1472 \cdot \cos 45^\circ = 1040,9 \text{ N}$$

Rovnice rovnováhy a výpočet reakcí ve vazbě

$$\sum F_{ix} = 0$$

$$R_x = 0 \text{ N}$$

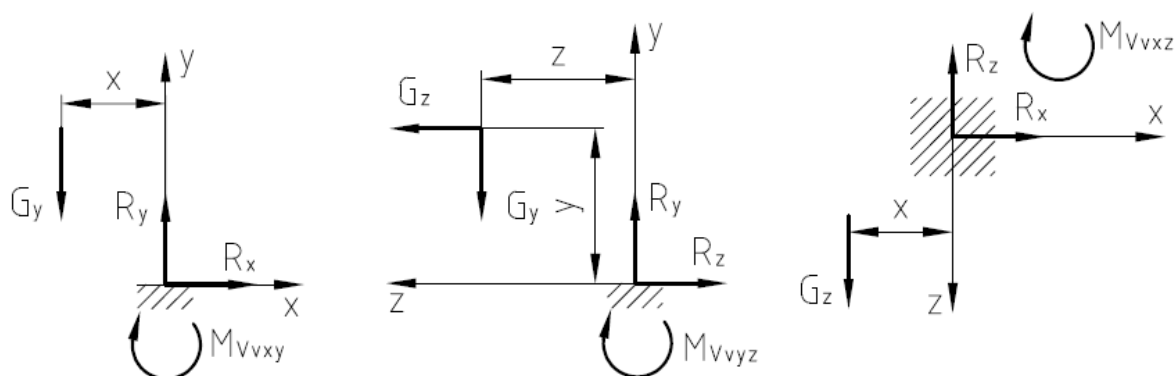
$$\sum F_{iy} = 0$$

$$R_y - G_y = 0 \Rightarrow R_y = G_y = 1040,9 \text{ N}$$

$$\sum F_{iz} = 0$$

$$-R_z + G_z = 0 \Rightarrow R_z = G_z = 1040,9 \text{ N}$$

Momenty v jednotlivých rovinách



Obr. 4.6 – Síly a momenty v rovinách x-y, y-z, x-z pro vodorovnou polohu

$$\sum M_i = 0$$

Rovina x-y

$$-M_{vvxy} + G_y \cdot x = 0$$

$$M_{vvxy} = G_y \cdot x = 1040,9 \cdot 213 = 221711,7 \text{ Nmm}$$

Rovina y-z

$$-M_{vvyz} + G_y \cdot z + G_z \cdot y = 0$$

$$M_{vvyz} = G_y \cdot z + G_z \cdot y = 1040,9 \cdot 19,1 + 1040,9 \cdot 89,1 = 112625,4 \text{ Nmm}$$

Rovina x-z

$$-M_{vvxz} + G_z \cdot x = 0$$

$$M_{vvxz} = G_z \cdot x = 1040,9 \cdot 213 = 221711,7 \text{ Nmm}$$

Výsledný ohybový moment

$$M_{vv} = \sqrt{M_{vvxy}^2 + M_{vvyz}^2} = \sqrt{221711,7^2 + 112625,4^2} = 248678 \text{ Nmm} \quad (4.4)$$

Tabulka 4.1 – Výsledky výsledných momentů

	Výsledný ohybový moment [Nmm]
Horní poloha	213922
Dolní poloha	276306
Vodorovná poloha	248678

Pro další výpočty se uvažuje poloha s největším ohybovým momentem. Tedy dolní poloha s výsledným momentem $M_o = M_{Vd} = 276306 \text{ Nmm}$.

Pro průměr šikmého čepu $d_{\xi} = 20 \text{ mm}$ volím materiál 14140.6. Pro rozměr $16 \text{ mm} < d \leq 40 \text{ mm}$ je mez kluzu $R_e = 630 \text{ MPa}$ a mez pevnosti $R_m = 800 \text{ MPa}$ [6].

4.1.2 Statická kontrola

Napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d_{\xi}^3}{32}} = \frac{276306}{\frac{\pi \cdot 20^3}{32}} = 351,8 \text{ MPa} \quad (4.5)$$

Součinitel koncentrace napětí

Jelikož čep nemá změnu tvaru, proto součinitel koncentrace napětí $\alpha = 1$.

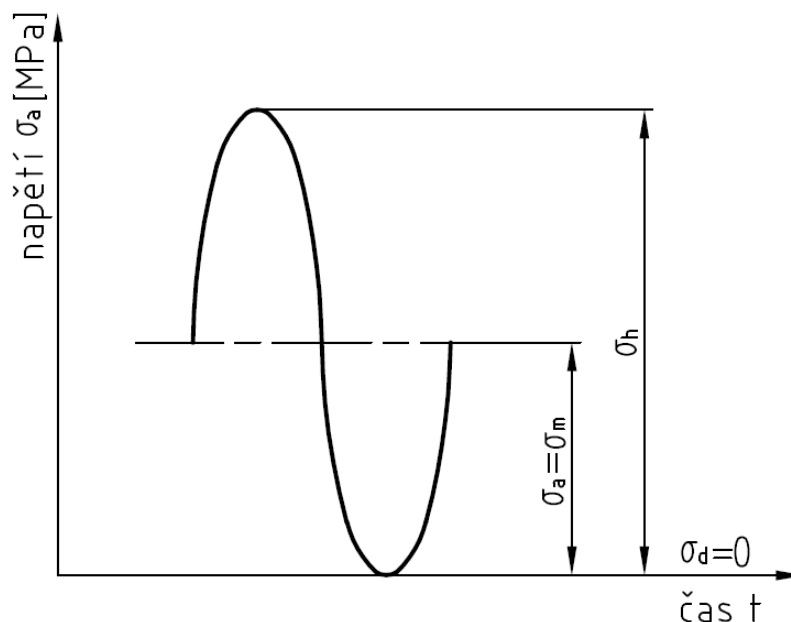
Statická bezpečnost k mezi kluzu

$$k_s = \frac{R_e}{\alpha \cdot \sigma_o} = \frac{630}{1 \cdot 351,8} = 1,79 \quad (4.6)$$

4.1.3 Dynamická kontrola

Složky dynamického namáhání

Čep je namáhán mříjivým kmitem.



Obr. 4.7 – Znázornění mříjivého kmitu

Pro mříjivý kmit platí:

$$\text{Horní napětí} - \sigma_h = \sigma_o = 351,8 \text{ MPa}$$

$$\text{Dolní napětí} - \sigma_d = 0 \text{ MPa}$$

$$\text{Střední hodnota napětí} - \sigma_m = \frac{\sigma_h}{2} = \frac{351,8}{2} = 175,9 \text{ MPa}$$

$$\text{Amplituda napětí} - \sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_h}{2} = \frac{351,8}{2} = 175,9 \text{ MPa}$$

Aby bylo možné rozhodnout, zda se jedná o trvalou nebo omezenou životnost, musí se sestavit Wöhlerova křivka. Sestrojení Wöhlerovy křivky pro mříjivý kmit je obtížné z důvodu nedostupnosti grafů na určení exponentu šikmé větve. Mříjivý kmit lze převést výpočtem ekvivalentní amplitudy napětí na souměrně střídavý kmit, pro který jsou grafy na určení exponentu šikmé větve dostupné. Tímto výpočtem dojde k převedení mříjivého kmitu na souměrně střídavý kmit při stejné životnosti a eliminaci předpětí.

Ekvivalentní amplituda napětí

$$\sigma_{a,ekv} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{R_m}} = \frac{175,9}{1 - \frac{175,9}{800}} = 225,5 \text{ MPa} \quad (4.7)$$

Základní mez únavy hladkého vzorku

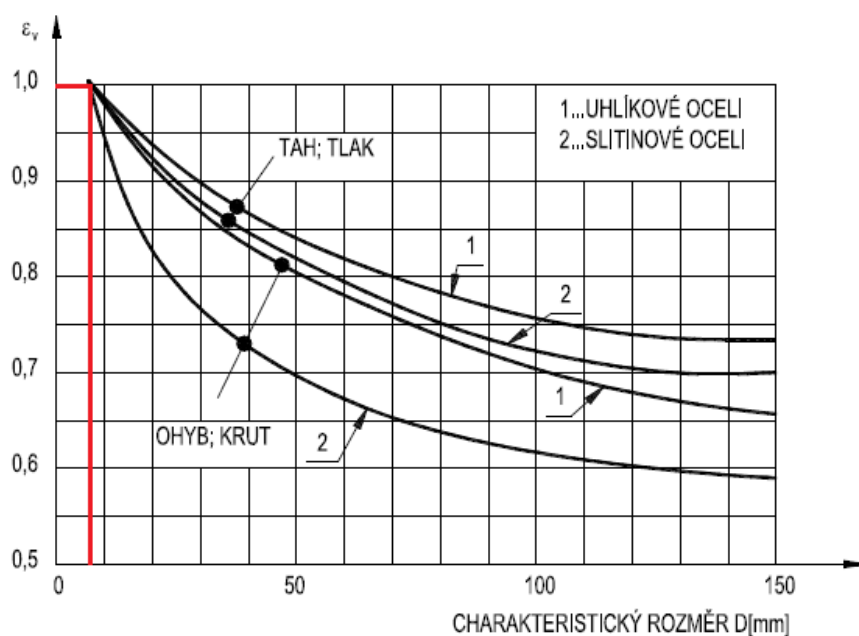
Základní mez únavy pro souměrně střídavý cyklus v ohybu pro konstrukční oceli lze stanovit podle [7].

$$\sigma_{CO} = 0,49 \cdot R_m = 0,49 \cdot 800 = 392 \text{ MPa} \quad (4.8)$$

Součinitel velikosti ε_v

Protože šikmý čep je pevný a nerotuje, vyhledá se součinitel velikosti pro tzv. efektivní průměr. Efektivní průměr se určí na základě porovnání exponovaných objemů materiálu pro rotující a nerotující tyče. Podle [8] je $D_{ef} = 0,37 \cdot D$.

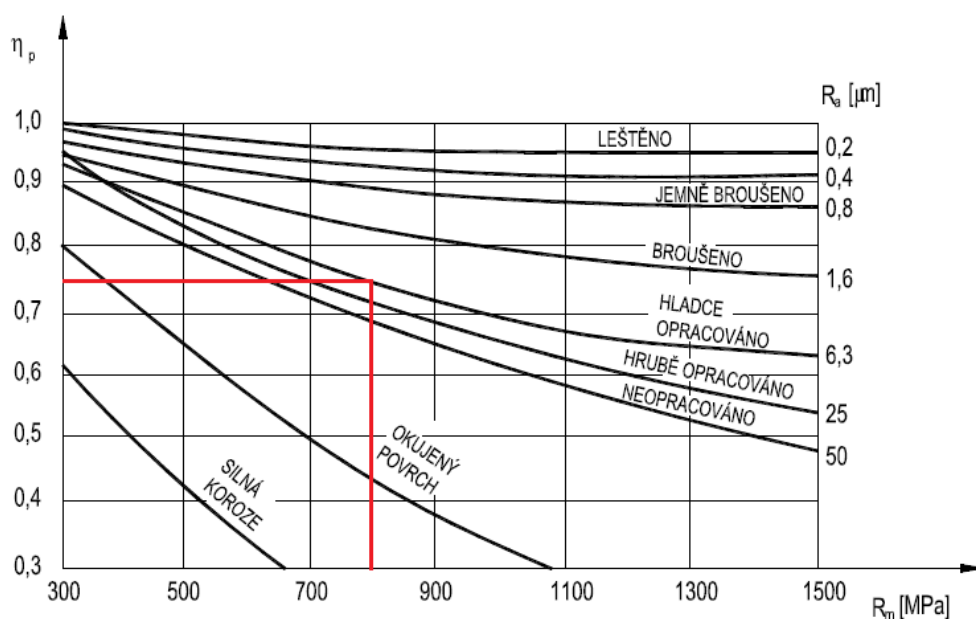
$$d_{\check{c}ef} = 0,37 \cdot d_{\check{c}} = 0,37 \cdot 20 = 7,4 \text{ mm} \quad (4.9)$$



Obr. 4.8 – Součinitel velikosti ε_v [7]

Pro charakteristický rozměr nerotujícího průměru čepu odpovídá dle grafu na obr. 4.8 součinitel velikosti $\varepsilon_v = 1$.

Součinitel jakosti povrchu η_p



Obr. 4.9 – Součinitel jakosti povrchu η_p [7]

Pro mez pevnosti materiálu čepu $R_m = 800$ MPa a hladce opracovaný povrch volím dle grafu na obr. 4.9 součinitel jakosti povrchu $\eta_p = 0,75$.

Vrubový součinitel β

Na čepu není žádná změna průřezu, tudíž vrubový součinitel $\beta = 1$.

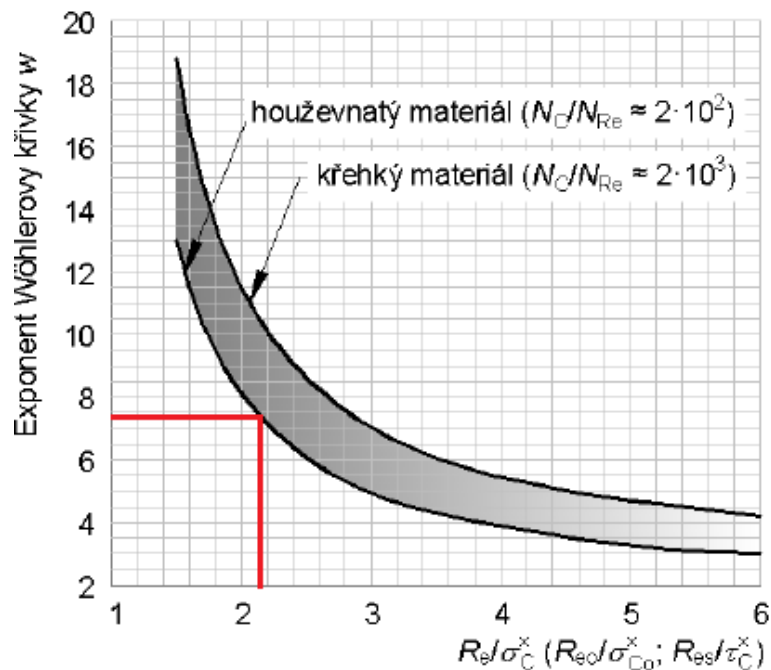
Mez únavy skutečné součásti

$$\sigma_{co}^x = \sigma_{co} \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} = 392 \cdot \frac{1 \cdot 0,75}{1} = 294 \text{ MPa} \quad (4.10)$$

Bázový počet cyklů N_C

Odhad bázevého počtu cyklů se volí na základě pevnosti materiálu podle zkušeností. Pro mez pevnosti materiálu $R_m = 800$ MPa volím podle [7] bázevý počet cyklů $N_C = 8 \cdot 10^6$ cyklů.

Stanovení exponentu šikmé větve Wöhlerovy křivky pro souměrně střídavý cyklus



Obr. 4.10 – Exponent šikmé větve w^x [9]

Pro poměr $\frac{R_e}{\sigma_{Co}^x} = \frac{630}{294} = 2,14$ a houževnatý materiál lze z grafu odečíst hodnotu exponentu šikmé větve pro reálnou součást $w^x = 7,4$.

Wöhlerova křivka

Pro sestavení šikmé větve Wöhlerovy křivky stačí dva body. První bod je daný mezi kluzu R_e a počtem cyklů při této mezi kluzu N_{CRe} . Druhý bod je daný mezi únavy skutečného vzorku σ_{Co}^x a základním počtem cyklů N_C . Jedinou neznámou hodnotou je počet cyklů pro mez kluzu N_{CRe} , kterou lze zjistit z rovnice popisující šikmou větev Wöhlerovy křivky.

$$R_e^{w^x} \cdot N_{CRe} = \sigma_{Co}^{w^x} \cdot N_C = konst.$$

$$N_{CRe} = \left(\frac{\sigma_{Co}^x}{R_e} \right)^{w^x} \cdot N_C = \left(\frac{294}{630} \right)^{7,4} \cdot 8 \cdot 10^6 = 2,84 \cdot 10^4 \text{ cyklů} \quad (4.11)$$

1. bod

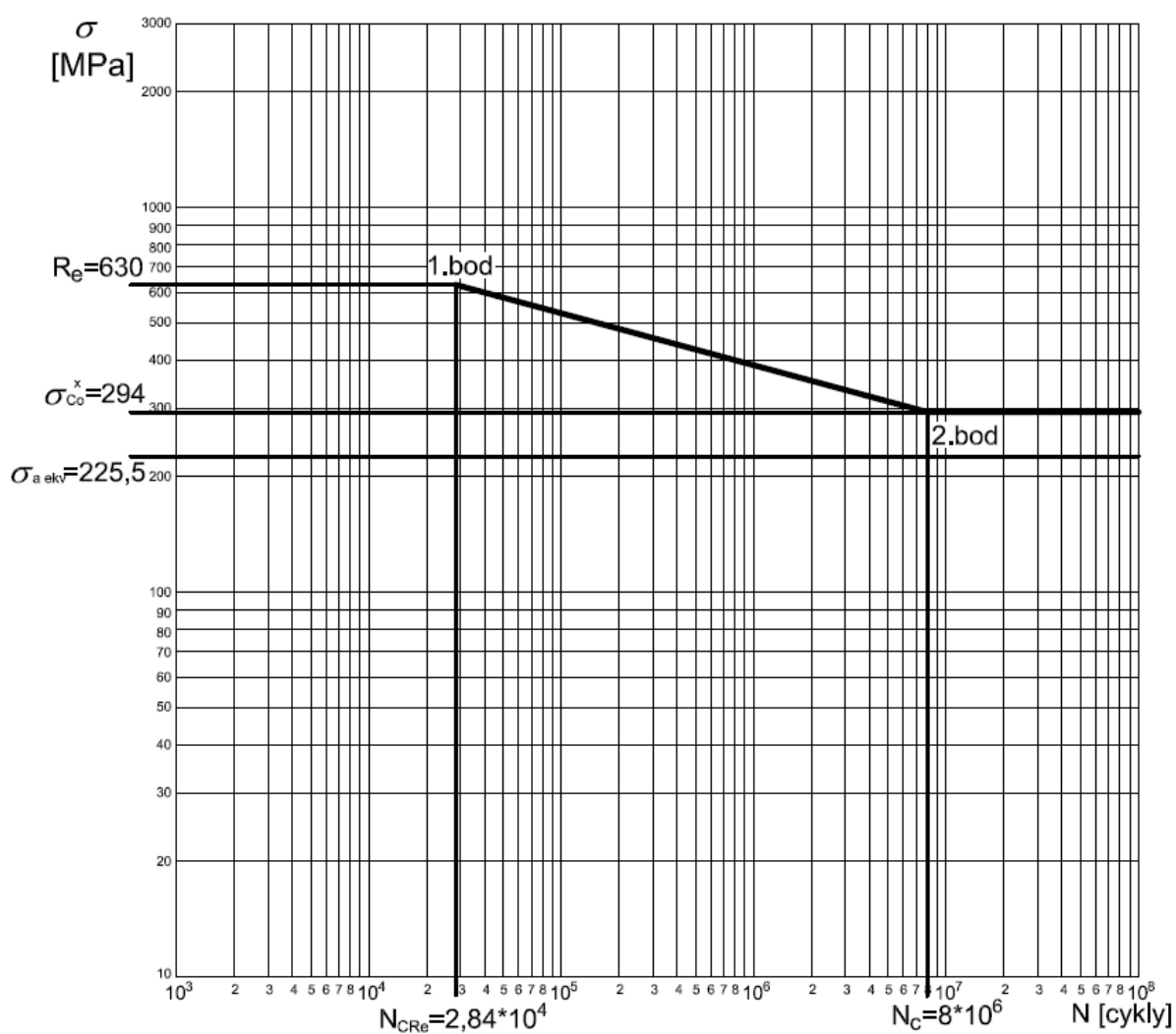
osa x: $N_{CRe} = 2,84 \cdot 10^4$ cyklů

osa y: $R_e = 630$ MPa

2. bod

osa x: $N_C = 8 \cdot 10^6$ cyklů

osa y: $\sigma_{Co}^x = 294$ MPa



Obr. 4.11 – Wöhlerova křivka

Na základě sestrojené Wöhlerovy křivky pomocí dvou známých bodů a vynesení ekvivalentní amplitudy $\sigma_{a,ekv}$ se zjistilo, že hodnota neprotíná šikmou větev křivky. Hodnota ekvivalentní amplitudy leží v oblasti trvalé životnosti. Pro oblast trvalé životnosti se určuje pouze dynamická bezpečnost.

Dynamická bezpečnost při trvalé životnosti

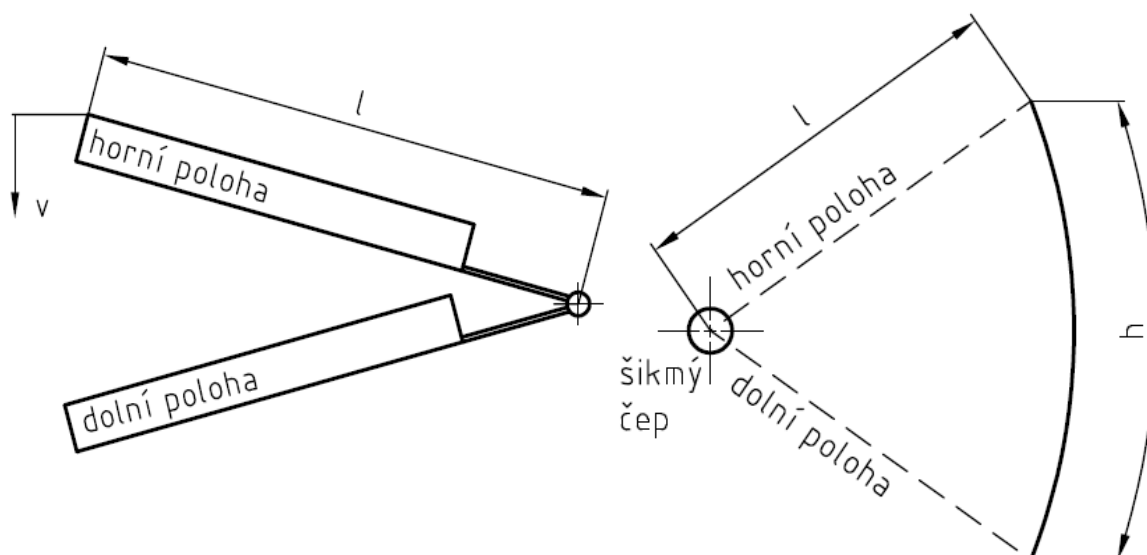
Dynamická bezpečnost pro souměrně střídavý ekvivalentní kmit je dána vztahem:

$$k_d = \frac{\sigma_{CO}^x}{\sigma_{a,ekv}} = \frac{294}{225,5} = 1,3 \quad (4.12)$$

4.2 Návrhové a kontrolní výpočty odporové brzdy

4.2.1 Stanovení rychlosti a otáček brzdy

Rychlost závisí na vzdálenosti, jakou urazí libovolný bod na nášlapu a čase, za který se dostane z horní polohy do dolní.



Obr. 4.12 – Parametry pro stanovení rychlosti a trajektorie bodu

Pro určení času bylo provedeno 10 měření po 10 sešlápnutích. Naměřené hodnoty jsou zapsané v tabulce 4.2 a pro další výpočty vypočítána průměrná hodnota času.

Pozn.: Rychlost a čas pohybu nášlapů závisí na nastavení odporové brzdy a na fyzické kondici uživatele.

Tabulka 4.2 – Naměřené hodnoty času

Číslo měření	Naměřený čas [s]
1	7,45
2	7,18
3	6,62
4	6,46
5	6,63
6	6,44
7	6,33
8	5,88
9	6,22
10	5,90
Průměrná hodnota \bar{t}	6,51

Průměrná hodnota pro 10 sešlápnutí je 6,51 s. Čas jednoho sešlápnutí, kdy se nášlap dostane z horní pozice do dolní je tedy 0,65 s.

Rychlost libovolného krajního bodu

Krajní bod koná rovinný pohyb a jeho trajektorii je část kružnice, jak je znázorněno na obr. 4.12. Osa kružnice je totožná s osou šikmého čepu.

$$v = \frac{h}{\bar{t}} = \frac{0,309}{0,65} = 0,48 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.13)$$

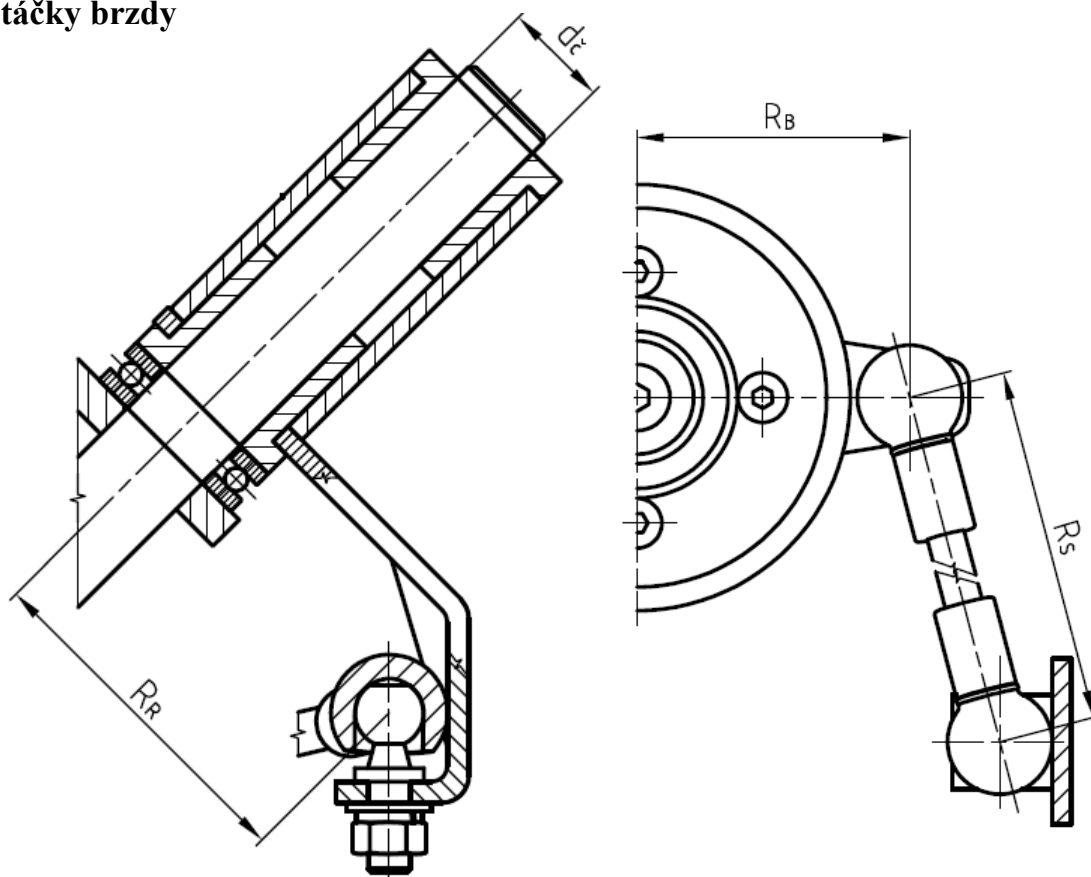
kde h – dráha krajního bodu na nášlapu – vychází z konstrukčního návrhu

Otáčky na čepu

$$v = 2 \cdot \pi \cdot l \cdot n_{\check{c}} \Rightarrow n_{\check{c}} = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot l} = \frac{0,48}{2 \cdot \pi \cdot 0,408} = 0,19 \text{ s}^{-1} = 11,4 \text{ min}^{-1} \quad (4.14)$$

kde l – vzdálenost krajního bodu k bodu otáčení – vychází z konstrukčního návrhu

Otáčky brzdy



Obr. 4.13 – Vzdálenosti pro výpočet otáček

$$\frac{n_B}{n_{\check{c}}} = \frac{R_R}{R_S}$$

kde R_R – poloměr otáčení ramene – vychází z konstrukčního návrhu

R_S – vzdálenost čepů na nášlapu a brzdě – vychází z konstrukčního návrhu

$$n_B = n_{\check{c}} \cdot \frac{R_R}{R_S} = 0,19 \cdot \frac{65,54}{123,22} = 0,10 \text{ s}^{-1} \quad (4.15)$$

Rychlost brzdy

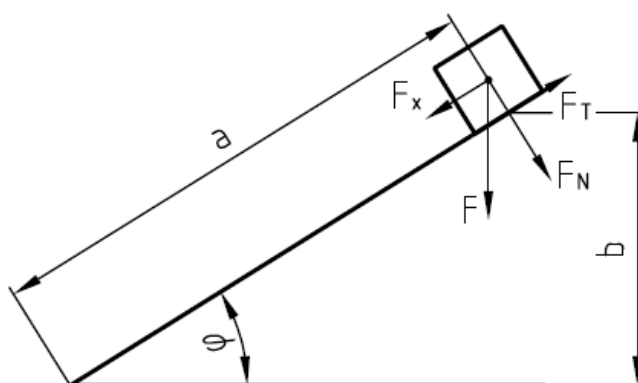
$$v_B = 2 \cdot \pi \cdot R_B \cdot n_B = 2 \cdot \pi \cdot 0,0575 \cdot 0,10 = 0,036 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.16)$$

kde R_B – poloměr otáčení čepu na brzdě – vychází z konstrukčního návrhu

Součinitel tření

Jelikož je obtížné nalézt součinitel tření mezi třecími materiály hliník/silon nebo hliník/pryž, byly tyto hodnoty alespoň přibližně experimentálně zjištěny.

K tomu byl použitý hliníkový pás, silonová a pryžová součást. Hliníkový pás je válcovaný bez povrchové úpravy. Jako silonová součást byla použita část silonového válce o průměru 31 mm a jako pryžová součást byla použita pryžová podložka pod kolejnice. Pomocí nakloněné roviny byl zjištěn třecí úhel, při kterém se součást na nakloněné rovině začala pohybovat směrem dolů. V tento okamžik se síla F_x a síla F_T rovnají a součinitel tření závisí pouze na třecím úhlu nakloněné roviny podle následujících rovnic.



Obr. 4.14 – Nakloněná rovina

$$F_T = F_x = m \cdot g \cdot \sin \varphi$$

$$F_N = m \cdot g \cdot \cos \varphi$$

$$F_T = F_N \cdot f_T \Rightarrow f_T = \frac{F_T}{F_N}$$

Po dosazení a úpravě vzorce byl získán vztah pro součinitel tření.

$$f_T = \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi} = \operatorname{tg} \varphi \quad (4.17)$$

Tabulka 4.3 – Naměřené hodnoty pro součinitel tření

Měření	Délka a [mm]	Výška b [mm]	
		Silon	Pryž
1	325	96,9	98,9
2		96,7	99,4
3		96,5	99,5
4		96,5	99,2
5		96,6	98,1
6		96,7	99,4
7		96,8	99,7
8		96,6	99,4
9		96,5	99,9
10		96,7	99,2
Σ		966,5	992,7
Průměrná hodnota \bar{b}		96,65	99,27

Třecí úhel

$$\sin \varphi = \frac{\bar{b}}{a} \Rightarrow \varphi = \arcsin \frac{\bar{b}}{a} \quad (4.18)$$

Součinitel tření

Dosazením třecího úhlu získaného ze vztahu (4.18) do vzorce (4.17) se získá hodnota pro součinitel tření, který je zapsaný v tabulce 4.4.

Tabulka 4.4 – Hodnoty třecího úhlu a součinitele tření

	Třecí úhel	Součinitel tření [-]
Silon	17,301°	0,31
Přyz	17,785°	0,32

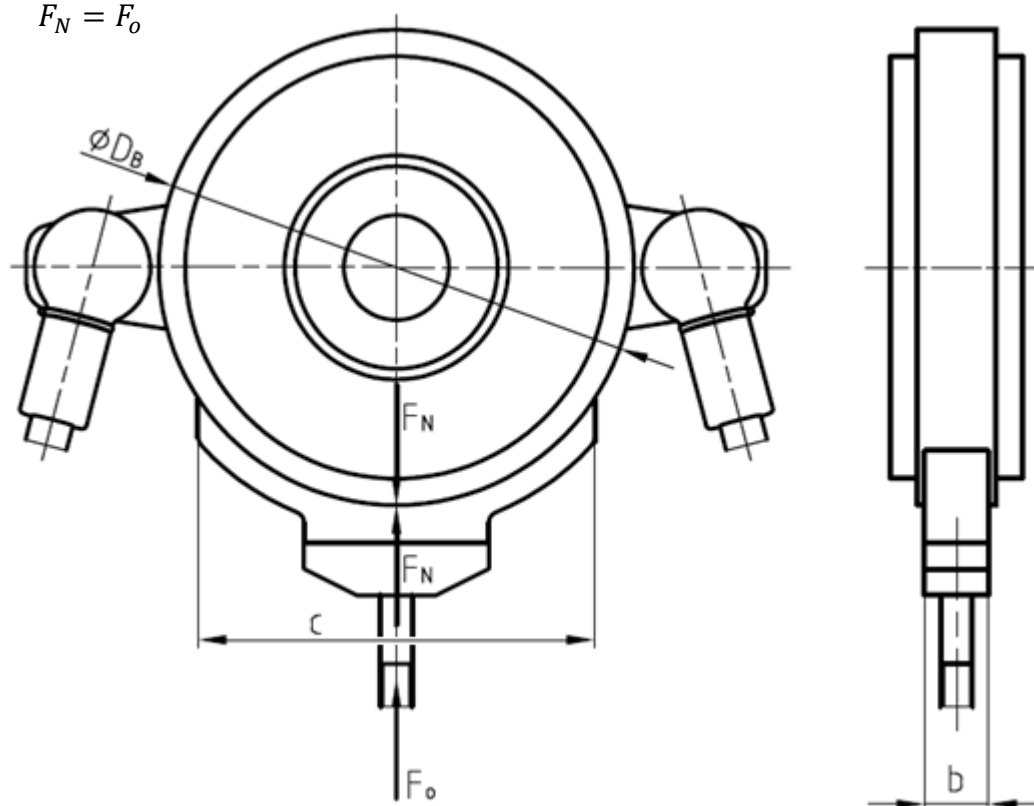
Pozn.: Součinitel tření závisí na drsnosti třecích ploch použitých součástí a na rychlosti pohybu. Jiný součinitel tření bude při klidovém stavu a jiný za pohybu. Hodnoty součinitele tření pravděpodobně nebudou konstanty, ale bude se jednat o rozsah hodnot.

Jako třecí dvojici volím hliník/silon. Ačkoliv má silon nižší součinitel tření, při velkém přitlačení nedojde k zadření.

Kontrola odporové brzdy

Z konstrukčního návrhu vyplývá, že normálová složka se bude rovnat osové síle šroubu.

$$F_N = F_o$$



Obr. 4.15 – Parametry čelistové brzdy

4.2.2 Osová síla utahovacího šroubu

Šroub je namáhán tlakem a krutem. Osová síla bude stanovena s ohledem na zvolený materiál šroubu a na zvolenou bezpečnost. Materiál šroubu je 11 373.0, kde $R_e = 186$ MPa [10]. Zvolená bezpečnost $k_s = 1,5$.

Rozměry zvoleného závitu pro šroub.

Šroub M6 kde $d_3 = 4,773$ mm, $d_2 = 5,350$ mm, $P = 1,0$ mm. [10]

Napětí v tlaku

$$\sigma_{tl} = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \quad (4.19)$$

Napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{F_o \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \quad (4.20)$$

Úhel stoupání závitu

$$\psi = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{1}{\pi \cdot 5,350}\right) = 3,405^\circ$$

Redukovaný třecí úhel

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{f_z}{\cos \frac{\alpha_z}{2}}\right) = \arctg\left(\frac{0,28}{\cos \frac{60^\circ}{2}}\right) = 17,917^\circ$$

kde f_z – součinitel tření mezi závity; pro stav po obrobení a nemazaný závit je $f_z = 0,19 \div 0,36$ [11]; zvoleno $f_z = 0,28$

Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{tl}^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (4.21)$$

Po dosazení vzorců (4.19) a (4.20) do (4.21) a následnou úpravou se dostane výsledný vztah pro osovou sílu.

$$\sqrt{\left(\frac{16}{\pi^2 \cdot d_3^4} + \frac{254 \cdot (\operatorname{tg}(\psi + \varphi'))^2 \cdot d_2^2}{\pi^2 \cdot d_3^6}\right)} \cdot F_o \leq \frac{R_e}{k_s}$$

$$\sqrt{\left(\frac{16}{\pi^2 \cdot 4,773^4} + \frac{254 \cdot (\operatorname{tg}(3,405^\circ + 17,917^\circ))^2 \cdot 5,350^2}{\pi^2 \cdot 4,773^6}\right)} \cdot F_o \leq \frac{R_e}{k_s}$$

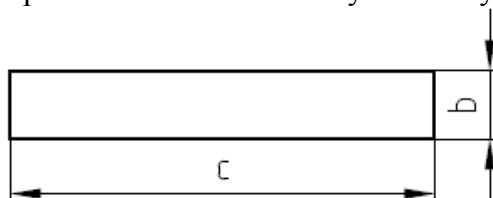
$$0,112318 \cdot F_o \leq \frac{R_e}{k_s}$$

Osová síla ve šroubu

$$F_o \leq \frac{R_e}{0,112318 \cdot k_s} = \frac{186}{0,112318 \cdot 1,5} = 1104,0 \text{ N} \quad (4.22)$$

Třecí plocha

Třecí plocha je dána průmětem brzdné destičky do roviny kolmé k přítlačné síle.



Obr. 4.16 – Zobrazení třecí plochy

$$S_T = b \cdot c = 14 \cdot 75 = 1050 \text{ mm}^2 \quad (4.23)$$

kde b – výška vnější čelisti – vychází k konstrukčního návrhu

c – šířka vnější čelisti – vychází k konstrukčního návrhu

4.2.3 Tlak ve stykové ploše

$$p_T = \frac{F_N}{S_T} \leq p_{TD}$$

$$p_T = \frac{F_N}{S_T} = \frac{1104,0}{1050} = 1,05 \text{ MPa} \quad (4.24)$$

Dovolený tlak ve stykové ploše

Dovolený tlak je závislý na provozních podmínkách. Jelikož se jedná o velmi pomalý pohyb při malých rychlostech a brzdná dráha není příliš velká, volím $p_{TD} = 2 \text{ MPa}$.

Dovolená hodnota je zvolena podle [12] pro jeřáby a zdvižná zařízení s čelist'ovými brzdami. Brzdové obložení u těchto zařízení je z litiny s přípustnou hodnotou měrného tlaku 2 MPa. Dovolená hodnota je pro stavěcí brzdy se středním provozem. Jeřáby a zdvižná zařízení pracují při mnohem těžší provozních podmínkách, vyšších rychlostech a zatížení. Proto lze hodnotu dovoleného tlaku na základě těchto podmínek zvolit.

$$p_T = 1,05 \text{ MPa} < p_{TD} = 2 \text{ MPa}$$

Vyhovuje

Obvodová rychlost brzdy

$$v_{obv} = \pi \cdot D_B \cdot n_B = \pi \cdot 0,09 \cdot 0,10 = 0,028 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.25)$$

kde D_B – průměr brzdového kotouče – vychází z konstrukčního návrhu

n_B – otáčky brzdy, výpočet (4.15)

4.2.4 Měrný třecí výkon

Výpočtem měrného třecího výkonu se kontroluje brzda na ohřátí.

Podle [12] pro stavěcí brzdy platí vztah:

$$P_{tř} = \frac{p_T \cdot v_{obv} \cdot f_T}{2} \leq P_{tř\,dov}$$

$$P_{tř} = \frac{1,05 \cdot 10^6 \cdot 0,028 \cdot 0,31}{2} = 4557 \frac{\text{N}}{\text{m} \cdot \text{s}} \quad (4.26)$$

Dovolený měrný třecí výkon

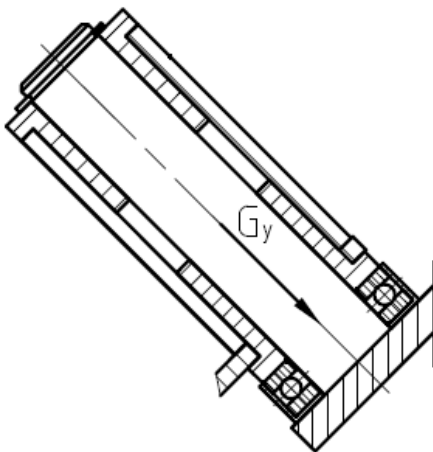
Na základě součinitele tření $f_T = 0,31$ se podle [12] udává dovolená hodnota měrného třecího výkonu $P_{tř\,dov} = (1,94 \div 3,21) \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$. Dovolená hodnota bude ovšem nižší, protože je udávána pro měrný třecí výkon, který se pohybuje v rozmezí $P_{tř} = (3 \div 5) \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$P_{tř} = 4,56 \cdot 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m} \cdot \text{s}} < P_{tř\,dov} = 1,94 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

Vyhovuje

4.3 Kontrola axiálního ložiska

Axiální ložisko na šikmém čepu je použito proto, aby přenášelo pouze axiální sílu vzniklou změnou polohy nášlapu a usnadňovalo kývání. Dále jsou zde použita dvě kluzná pouzdra, která slouží na vymezení prostoru mezi trubkou nosného rámu nášlapu a šikmým čepem.



Obr. 4.17 – Šikmý čep s axiálním ložiskem

Parametry ložiska 51104 ČSN 02 4730 [13]

Vnitřní průměr	$d = 20 \text{ mm}$
Vnější průměr	$D = 35 \text{ mm}$
Základní statická únosnost	$C_o = 26600 \text{ N}$
Základní dynamická únosnost	$C = 16800 \text{ N}$
Mezní únavové zatížení	$P_u = 1210 \text{ N}$
Exponent rovnice trvanlivosti kuličkového ložiska	$p = 3$

Ekvivalentní zatížení

Axiální ložisko je zatěžováno pouze axiální silou G_y .

$$P_{ekv} = G_y = 1040,9 \text{ N} \quad (4.27)$$

Základní trvanlivost ložiska

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_{ekv}} \right)^p = \left(\frac{16800}{1040,9} \right)^3 = 4204,4 \text{ mil. ot.} \quad (4.28)$$

Trvanlivost ložiska v provozních hodinách

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{\check{c}}} = 4204,4 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 11,4} = 6146784 \text{ h} \quad (4.29)$$

kde $n_{\check{c}}$ – otáčky na čepu, výpočet (4.14)

Jelikož se ložisko neotáčí, ale pouze kýve, provede se i statická kontrola výpočtem statické bezpečnosti.

Statická bezpečnost

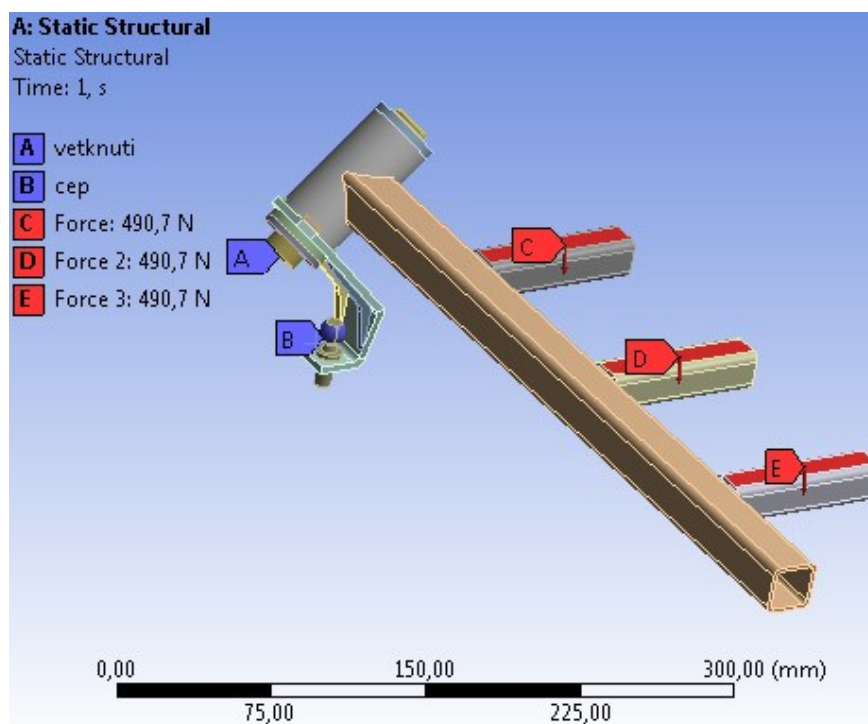
$$s_o = \frac{C_o}{P_{ekv}} = \frac{26600}{1040,9} = 25,6 \quad (4.30)$$

Minimální hodnota součinitele statické bezpečnosti pro kuličková ložiska je dle [14] pro kývavý pohyb a malý úhel výkyvu s velkou frekvencí a nárazovým nerovnoměrným zatížením $s_{o \min} = 2$. Ložisko splňuje podmínku statické bezpečnosti, protože $s_o = 25,6 > s_{o \min} = 2$.

5 Kontrola s využitím MKP

Na kontrolu pomocí MKP byl vybrán kulový čep a rameno, na kterém se kulový čep nachází. Analýzy byly provedeny v programu Ansys Workbench.

Okrajové podmínky



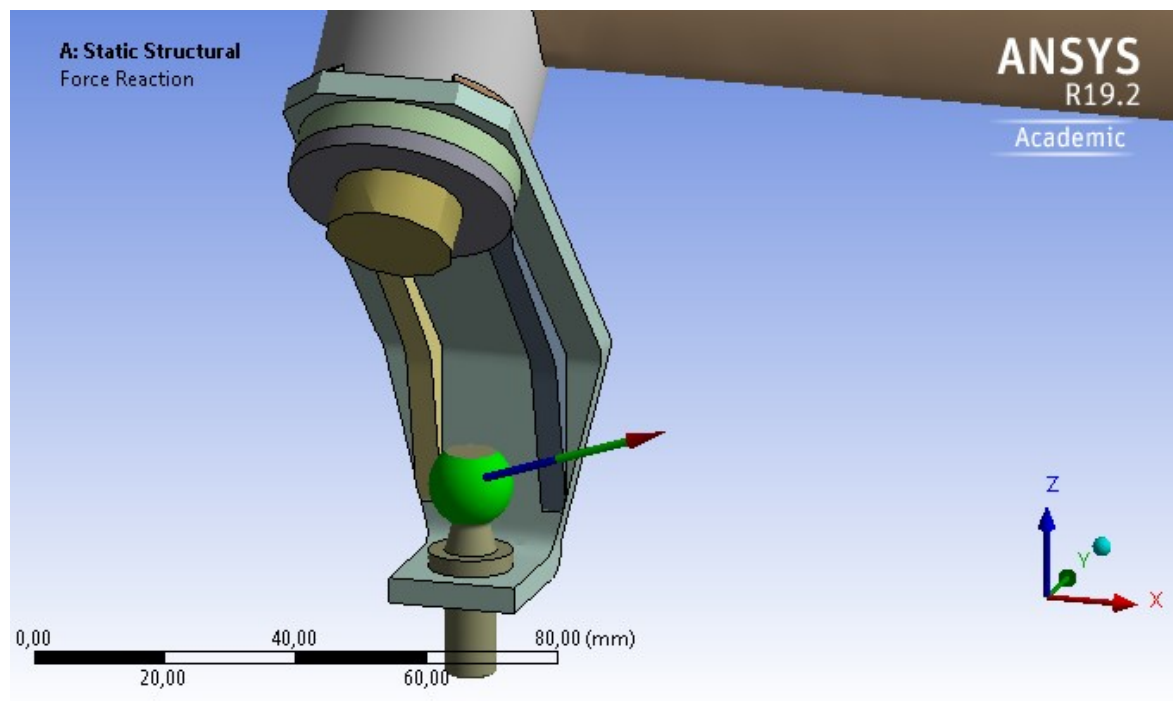
Obr. 5.1 – Okrajové podmínky

Svařovaná nosná konstrukce nášlapu je spojena kontaktem *bonded*. Rameno je uloženo v kluzných pouzdrech na čepu pomocí kontaktu *frictional*. Kluzná pouzdra by byla vyrobena ze silonu. Součinitel tření silon/ocel a mazaný povrch je 0,15 [15]. Na šikmý čep je použita vazba *fixed support*, což je pevné uložení jako vetknutí. Aby bylo možné zjistit sílu v čepu, je na kulovou část čepu použita vazba *fixed support* a následně výpočet síly pomocí *force reaction*.

Zatěžující síla byla zavedena na tři přivařené profily. Bylo uvažováno rovnoměrné rozložení zatížení na nášlapu. Zatěžující síla je tedy rozdělena na třetiny.

5.1 Kontrola kulového čepu

Kulový čep s pouzdrem a pojistným třmenem by byl nakupovaný díl, tudíž zjišťovanou hodnotou bude maximální síla v čepu. Síla zjištěná MKP se porovná s maximální hodnotou zatížení, kterou udává výrobce.

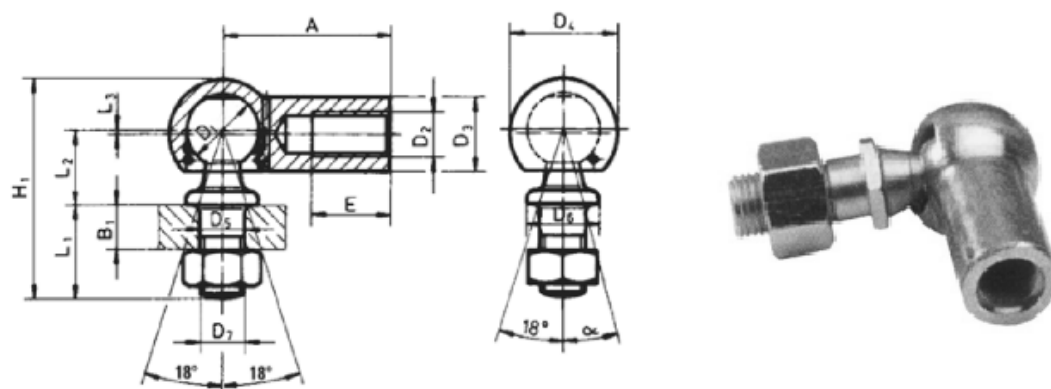


Obr. 5.2 – Síla v čepu (vodorovná poloha)

Tabulka 5.1 – Zjištěné síly pro různé polohy nášlapů

	Síla v ose x [N]	Síla v ose y [N]	Síla v ose z [N]	Výsledná
Horní poloha	843,9	191,3	75,7	868,6
Vodorovná	920,5	-44,1	322,7	976,4
Dolní poloha	851,0	176,3	94,3	874,2

Maximální zatížení podle dodavatele Matis-Industrie component



Typ	Rozměry [mm]													Statické zatížení v tahu [N]	Hmotnost [Kg/1000ks]
	D1 H9/h8	A	B1	D2+D7	D3	D4	D5 H9/h8	D6	E	H1	L1	L2	L3		
AS8	8	22	5	M5	8	12,8	5	8	10,2	25,2	10,2	9	0,3	300	15,2
AS10	10	25	6	M6	10	14,8	6	10	11,5	30,2	12,5	11	0,5	700	25,2
AS13	13	30	8	M8	13	19,3	8	13	14	38,2	16,5	13	1,8	1500	53,1
AS16	16	35	10	M10	16	24	10	16	15,5	47,5	20	16	0,5	2000	103,8
AS16.2	16	35	10	M12	16	24	12	16	15,5	47,5	20	16	0,5	2000	103,8
AS19	19	45	14	M14x1,5	22	30	14	19	21,5	62,5	28	20	0,5	3000	220,9
AS19.14	19	45	14	M14	22	30	14	19	21,5	62,5	28	20	0,5	3000	220,9
AS19.16	19	45	14	M16	22	30	14	19	21,5	62,5	28	20	0,5	3000	220,9

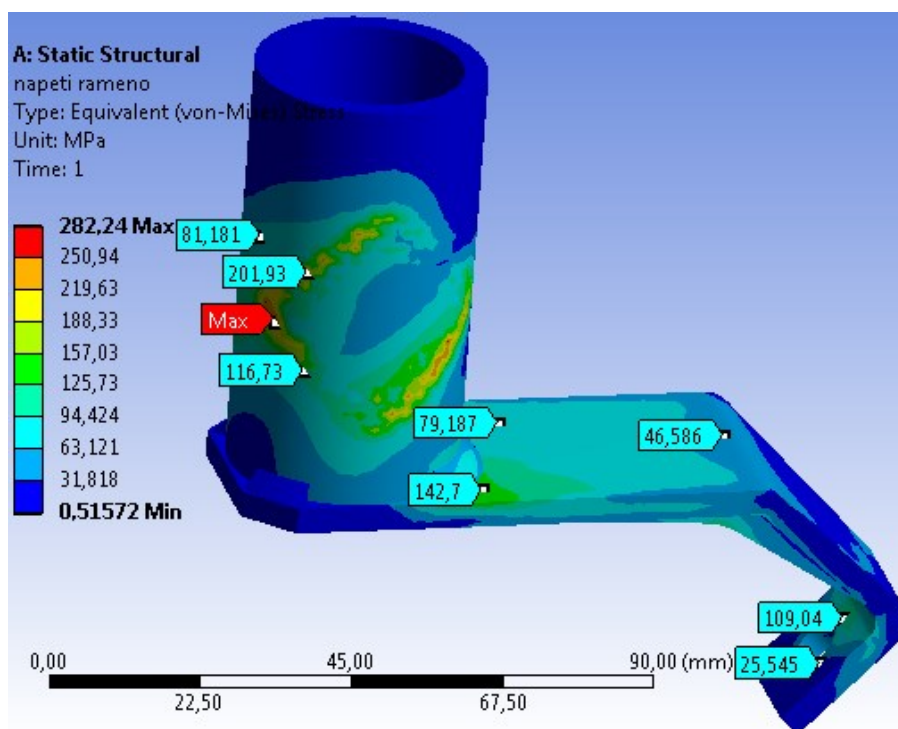
Obr. 5.3 – Rozměry úhlového kloubu a dovolené zatížení [16]

Maximální zjištěná síla podle MKP je 976,4 N. Dovolené statické zatížení v tahu je dle [16] pro rozměr čepu AS13 1500 N. Čep vyhovuje vzhledem k dovolené hodnotě udávané výrobcem.

5.2 Kontrola ramene

U ramene pomocí MKP bylo zjišťováno redukované napětí a deformace. Maximální hodnoty těchto zjišťovaných veličin byly zjištěny v dolní poloze náslapu. V ostatních polohách byla hodnota napětí menší.

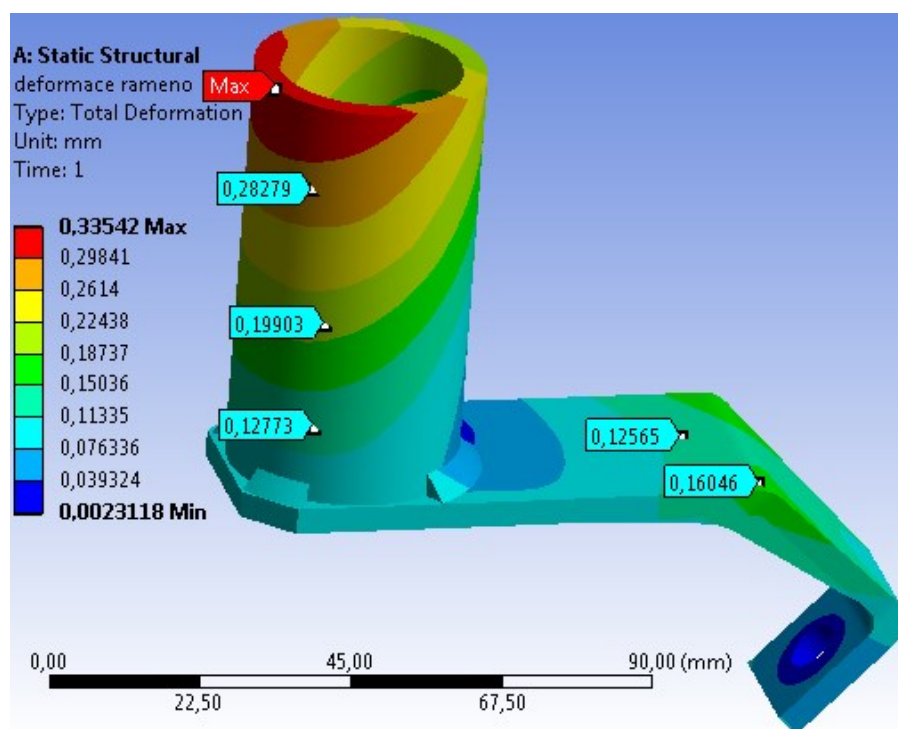
Redukované napětí



Obr. 5.4 – Redukované napětí (dolní poloha)

Zjištěná maximální hodnota redukovaného napětí je 282,2 MPa. Při použití materiálu 11523.1 s mezí kluzu $R_e = 355$ MPa [17], rameno vyhovuje.

Deformace



Obr. 5.5 – Deformace (dolní poloha)

Zjištěná maximální hodnota deformace je 0,34 mm. Vzhledem k rozměrům, zatížení a způsobu uložení ramene se jedná o malou hodnotu.

6 Závěr

Cílem práce bylo vytvořit konstrukční návrh posilovacího zařízení twist stepper s přidržovacím držadlem. Součásti zařízení měly být navrženy tak, aby přenesly uživatele o maximální hmotnosti 150 kg.

Úvodní část je věnována základnímu rozdělení a využití těchto zařízení. Dále se zabývá typy, které se vyskytují na trhu, jaké jsou konstrukce a jaké mají přenosové mechanismy. Poté byl vytvořen vlastní konstrukční návrh s podrobným popisem zařízení.

Následně byly provedeny kontrolní výpočty vybraných částí. Nejprve byl zjištěn maximální ohybový moment v místě, kde je čep pevně uchycen k rámu. Toto místo bylo uvažováno jako vetknutí. Pro maximální hodnotu ohybového momentu bylo stanoveno napětí v ohybu a zjištěna statická bezpečnost k mezi kluzu s výsledkem 1,79. Dále byla provedena dynamická kontrola čepu s uvažovaným míjivým zatížením. Pro rozhodnutí, zda napětí leží v oblasti trvalé nebo omezené životnosti, byl převeden míjivý kmit na souměrně střídavý výpočtem ekvivalentní amplitudy napětí. Byla vytvořena Wöhlerova křivka pro souměrně střídavý kmit, u které byla šikmá větev stanovena pomocí dvou bodů. Vynesením ekvivalentní amplitudy napětí bylo zjištěno, že tato hodnota napětí leží v oblasti trvalé životnosti. Pro tuto oblast byla zjištěna hodnota dynamické bezpečnosti pro souměrně střídavý ekvivalentní kmit s výsledkem 1,3. Další kontrola se týkala odporové brzdy. Byl určen měrný tlak ve stykové ploše a následně měrný třecí výkon, jako kontrola brzdy na ohřátí. Při porovnání vypočítaných hodnot s dovolenou hodnotou brzda vyhovuje. Poslední analytický výpočet se týká kontroly axiálního kuličkového ložiska. Byla stanovena základní trvanlivost ložiska a trvanlivost ložiska v provozních hodinách. Jelikož se ložisko neotáčí, ale pouze kýve malou rychlostí, byla stanovena hodnota statické bezpečnosti. Porovnáním vypočítané hodnoty s minimální hodnotou statické bezpečnosti podle ZKL ložisko vyhovuje.

Na závěr byla pomocí metody konečných prvků provedena kontrola kulového čepu a ramene, na kterém se kulový čep nachází. Kulový čep by se nakupoval, tudíž byla zjišťována síla, která na čep působí ve třech polohách. Srovnáním zjištěné maximální hodnoty s dovolenou hodnotou, kterou udává výrobce, čep vyhovuje. U ramene bylo zjišťováno redukované napětí a deformace. Rameno vyhovuje při porovnání zjištěné hodnoty napětí s mezí kluzu zvoleného materiálu. Zjištěná deformace je malá hodnota vzhledem ke způsobu zatěžování, způsobu uložení a rozměrů součástí.

7 Literatura

1. *Mini stepper HOUSEFIT TRIGLAV* [online]. [cit. 2019-03-16]. Dostupné z: <https://www.fitham.cz/housefit-triglav-bily>
2. *MINI STEPPER ESSENTIAL ČERNÝ* [online]. [cit. 2019-03-16]. Dostupné z: https://www.decathlon.cz/mini-stepper-essential-cerny-id_8360963.html
3. *MINI STEPPER HMS 8004 TWIST S LANKY I SLOUPCEM* [online]. [cit. 2019-03-16]. Dostupné z: <https://www.posilovaci-stroj.cz/hms-8004-twist-s-lanky-i-sloupcem>
4. *Twister stepper inSPORTline Roto - 2.jakost* [online]. [cit. 2019-03-16]. Dostupné z: <https://www.insportline.cz/10311/twister-stepper-insportline-roto-2-jakost>
5. *STOJANOVÝ STEPPER KETTLER MONTANA* [online]. [cit. 2019-03-16]. Dostupné z: <https://www.steppery.cz/kettler-montana>
6. SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a František PROKEŠ. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 4. Brno: CERM, 2011. ISBN 978-80-7204-751-2.
7. MORAVEC, Vladimír. *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0980-X. Skripta. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava.
8. PIŠŤÁČEK, Daniel. *5 Korekční faktory únavové pevnosti součástí* [online]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2015 [cit. 2019-03-25]. Dostupné z: <https://lms.vsb.cz/mod/resource/view.php?id=287790>
9. PIŠŤÁČEK, Daniel. *4 Únavové křivky a jejich parametry* [online]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2015 [cit. 2019-03-25]. Dostupné z: <https://lms.vsb.cz/mod/resource/view.php?id=287789>
10. LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2008. xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.

11. KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro 2. a 3. ročníky bakalářského studia*. Ostrava: VŠB, 2015, 411 s.
12. MYNÁŘ, Vladimír. *Části strojů: osy a nápravy, hřídele, čepy, valivá ložiska, kluzná ložiska, spojky a brzdy, základní mechanismy, potrubí a armatury*. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1978, 398 s. Skripta. Vysoká škola báňská v Ostravě.
13. *Jednosměrná axiální kuličková ložiska* [online]. 2012 [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/cat/sdtbb/51104>
14. *Hlavní katalog ZKL - Valivá ložiska* [online]. Žilina, 2009 [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: [https://www.arkov.cz/getattachment/189c6a2f-a312-4257-82c1-39a1cdfa3bba/Hlavni-katalog-ZKL-\(CZ\)](https://www.arkov.cz/getattachment/189c6a2f-a312-4257-82c1-39a1cdfa3bba/Hlavni-katalog-ZKL-(CZ))
15. *Hodnoty tření různých materiálů* [online]. 2019 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://www.schweizer-fn.de/stoff/reibwerte/reibwerte.php>
16. *AS – úhlové klouby se závitem* [online]. [cit. 2019-04-20]. Dostupné z: <http://www.matis.cz/cs/produkt/as-uhlove-klouby-se-zavitem>
17. *Vlastnosti konstrukční oceli 11523* [online]. [cit. 2019-04-26]. Dostupné z: <http://www.czferrosteel.cz/pdf/trubky1-11523.pdf>

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce panu Ing. Danielovi Pišťáčkovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky, které mi poskytl při vypracování této práce. Dále děkuji své rodině a přátelům za podporu a trpělivost v době psaní práce.

8 Seznam příloh

PŘÍLOHA A: Výkresová dokumentace

- Výkres DP-STO0123-00 – TWIST STEPPER
- Výkres DP-STO0123-01 – ZÁKLADNÍ RÁM

PŘÍLOHA B: Datový nosič s obsahem